

Studi Eksperimen Pengaruh Panjang Pipa Kapiler dan Variasi Beban Pendinginan pada Sistem Refrigerasi *Cascade*

Aprilia Choirul Lathifah Fuad dan Ary Bachtiar Khrisna Putra

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)

Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111 Indonesia

e-mail: arybach@me.its.ac.id

Abstrak—Kegiatan penelitian terhadap sampel biomedis membutuhkan *cold storage* yang mampu menyimpan sampel hingga temperatur -80°C . Sedangkan jika dilihat dari sistem refrijerasi yang ada seperti halnya kulkas dengan sistem refrijerasi siklus tunggal hanya mampu mencapai temperatur -40°C dengan effisiensinya yang akan semakin memburuk karena tekanan evaporasi. Sehingga untuk dapat mencapai temperatur yang lebih rendah maka digunakan sistem refrijerasi cascade yang merupakan sistem refrijerasi dua tingkat yang dapat memberikan temperatur evaporator yang lebih rendah dan sistem juga beroperasi dengan rentang temperatur yang lebar. Penggunaan sistem refrigerasi ini harus memperhatikan dalam hal pemakaian zat yang mengalir dalam sistem refrijerasi yang disebut dengan refrigeran. Pemilihan refrigeran yang baik untuk sebuah alat pendingin akan semakin meningkatkan performa sistem refrijerasi itu sendiri dan dengan pemilihan refrijeran yang ramah lingkungan akan mempengaruhi dampak terhadap kerusakan lapisan ozon bumi dan GWP yang akan semakin berkurang. Eksperimen kali ini menggunakan refrijeran Musicool-22 di *High Stage* dan R-407f di *Low Stage*, dengan perbedaan panjang pipa kapiler pada *High Stage* yaitu sebesar 0,9m, 1,1m dan 1,3m dan beban pendinginan menggunakan *electric heater* di evaporator *Low Stage* sebesar 0, 60, 120, 180 dan 220 Watt. Dari hasil eksperimen maka didapatkan temperatur evaporator terendah $-41,64^{\circ}\text{C}$ pada panjang pipa kapiler 1,3m dengan beban pendinginan sebesar 28,8 Watt dan temperatur kabin terendah $-33,38^{\circ}\text{C}$ pada panjang pipa kapiler 1,3 m dengan beban pendinginan sebesar 0 Watt (tanpa beban). Maka kesimpulan dari eksperimen ini adalah panjang pipa kapiler 1,1m memiliki rata-rata COP terbesar yaitu 2,05 dan rata-rata daya keluaran kompresor sistem *cascade* terkecil yaitu 126,49 Watt.

Kata Kunci—Musicool-22 dan R-407f, *Electric Heater*, *Plate Heat Exchanger*, Pipa Kapiler, COP *Cascade*.

I. PENDAHULUAN

Peningkatan kebutuhan hidup manusia yang semakin tinggi menyebabkan manusia meningkatkan kualitas hidupnya. Peningkatan tersebut terjadi didalam berbagai macam sektor salah satunya adalah sistem pendingin. Peningkatan di sektor tersebut menyebabkan evolusi teknologi pendingin yang semakin canggih. Teknologi mesin pendingin saat ini sangat mempengaruhi kehidupan dunia modern, tidak hanya terbatas untuk peningkatan kualitas dan kenyamanan hidup, namun juga sudah menyentuh hal-hal esensial penunjang kehidupan manusia (Arora, 2001). Teknologi ini dibutuhkan untuk

penyiapan bahan makanan, penyimpanan dan distribusi makanan, proses kimia yang memerlukan pendinginan, pengondisian udara untuk kenyamanan ruangan baik pada industri, perkantoran, transportasi maupun rumah tangga.

Mesin refrigerasi pada saat ini telah menjadi kebutuhan dasar bagi masyarakat baik di perkotaan maupun di pedesaan, karena fungsi utamanya yang sangat penting. Terutama pada kegiatan penelitian terhadap sampel biomedis membutuhkan *cold storage* yang mampu menyimpan sampel hingga temperatur -80°C . Sedangkan jika dilihat dari sistem refrigerasi yang ada seperti halnya kulkas dengan sistem refrijerasi siklus tunggal hanya mampu mencapai temperatur -40°C dengan effisiensinya yang akan semakin memburuk karena tekanan evaporasi. Sehingga untuk dapat mencapai temperatur yang lebih rendah maka digunakan sistem refrijerasi cascade. Penggunaan sistem refrigerasi ini harus memperhatikan dalam hal pemakaian zat yang mengalir dalam sistem refrijerasi yang disebut dengan refrigeran. Pemilihan refrigeran yang baik untuk sebuah alat pendingin akan semakin meningkatkan performa sistem refrijerasi itu sendiri dan dengan pemilihan refrijeran yang ramah lingkungan akan mempengaruhi dampak terhadap kerusakan lapisan ozon bumi dan GWP yang akan semakin berkurang [2].

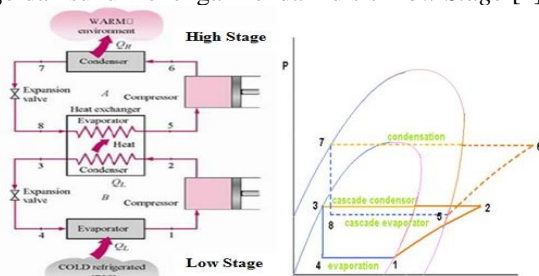
Sistem refrigerasi *cascade* terdiri dari dua sistem refrigerasi uap standar. Dua sistem refrigerasi uap standar ini dihubungkan oleh penukar kalor *cascade* di mana kalor yang dilepaskan kondensor di sirkuit temperatur rendah diserap oleh evaporator dari sirkuit temperatur tinggi. Kedua sistem refrijerasi uap pada sistem refrijerasi cascade baik *high stage* maupun *cold storage* terdiri dari komponen yang sama yaitu terdiri dari dua buah kompresor, satu buah evaporator *low stage*, satu buah kondensor *high stage*, dua buah katup ekspansi dan satu buah *heat exchanger* [5]. Perbedaan dari dua sisi (*high stage* dan *low stage*) adalah dari penggunaan refrijeran yang bekerja, dimana pada sisi *high stage* menggunakan refrijeran dengan suhu menengah-tinggi sedangkan pada sisi *low stage* menggunakan refrijeran dengan suhu menengah-rendah.

II. URAIAN PENELITIAN

A. Sistem Refrigerasi Cascade

Sistem refrigerasi *cascade* adalah sistem yang menggabungkan dua sistem refrigerasi uap standar dimana kondensor dari siklus dengan tekanan kerja lebih rendah disebut dengan *High Stage*, membuang kalor

yang diambil langsung dari lingkungan ke evaporator siklus dengan tekanan kerja lebih tinggi disebut dengan *Low Stage*, dimana pada eksperimen ini pertukaran kalor terjadi pada sebuah *plate heat exchanger* yang berfungsi seperti kondensor pada *Low Stage* dan evaporator pada *High Stage* yang disusun secara seri. Sistem refrigerasi *cascade* terdiri dari dua buah kompresor, satu buah evaporator *Low Stage*, satu buah kondensor *High Stage*, dua buah katup ekspansi (*Expansion Valve*) dan satu buah *plate heat exchanger*. Perbedaan yang mendasar dari *High Stage* dan *Low Stage* adalah pada penggunaan refrigeran yang bekerja pada kedua sistem tersebut dimana refrigeran suhu menengah-tinggi di sisi *High Stage* dan suhu menengah-rendah disisi *Low Stage* [1].



Gambar 1. Sistem Refrigerasi Cascade dan P-h Diagram

B. Refrigeran

Refrigeran atau bahan pendingin adalah suatu zat yang mudah dirubah bentuknya dari gas menjadi cair atau sebaliknya, dan juga sebagai media pemindah panas dari evaporator kemudian di pindah ke kondensor. Dalam pemilihan refrigeran, sifat refrigeran yang penting antara lain sifat termodinamika, kimia, dan fisik. Sifat termodinamika yang penting antara lain titik didih, tekanan penguapan dan pengembunan, tekanan dan suhu kritis, titik beku, volume uap, COP, tenaga per ton refrigerasi. Sifat kimia berhubungan dengan reaksi refrigeran terhadap keadaan sekitar, antara lain tidak mudah terbakar, tidak beracun, tidak bereaksi dengan air, minyak dan bahan konstruksi. Sedangkan sifat fisik refrigeran berhubungan dengan bahan itu sendiri, antara lain konduktivitas dan kekentalan.

Pada penelitian kali ini penulis akan menggunakan refrigeran *Musicoool-22* di *High Stage* sebagai pengganti R-22 dikarenakan MC-22 lebih ramah lingkungan dan lebih hemat energi. MC-22 sendiri terbentuk dari 95% propane dan 5% butane, sehingga tidak mengandung unsur kimia yang dapat menyebabkan kerusakan ozon dan sedikit mengandung unsur kimia yang dapat menyebabkan pemanasan global. Sedangkan pada *Low Stage* akan menggunakan R-407F sebagai pengganti R-404A, dimana berdasarkan peraturan Uni-Eropa pada tahun 2020 penggunaan R-404A akan dilarang. Dimana R-407F memiliki titik didih lebih rendah dibandingkan dengan MC-22. R-407F sendiri terbentuk dari 20% R-32, 40% R-125 dan 40% R-134a. Dimana R-407F tidak merusak ozon dan memiliki nilai GWP yang lebih rendah dibandingkan dengan R-404A. Sehingga diharapkan sistem ini akan tetap digunakan pada waktu yang lebih lama dengan menggunakan refrijeran yang memenuhi standar dan lebih ramah lingkungan.

C. Pemilihan Pipa Kapiler

Pemilihan pipa kapiler pada eksperimen kali ini penulis menggunakan tabel sebagai dasar acuan untuk menentukan diameter dan panjang pipa kapiler yang akan

digunakan, tabel tersebut didapatkan dari JB (*just better*) company.

TABEL 2.4. TABEL REKOMENDASI PANJANG DAN INSIDE DIAMETER (I.D) PIPA KAPILER (SUMBER: [HTTP://WWW.JBIND.COM/](http://www.jbind.com/))

H.P.	REF.	NOTE	NORMAL EVAPORATING TEMPERATURE DEGREES F			
			-10 to +5	+5 to +20	+20 to +35	+35 to +50
1/20	R12	S-F	16 FL. TC-26	10 FL. TC-26		
1/12	R12	S-F	12 FL. TC-26	12 FL. TC-31		
1/9	R12	S	12 FL. TC-26	12 FL. TC-31		
1/9	R12	S	10 FL. TC-26	10 FL. TC-31		
1/8	R12	S-F	10 FL. TC-26	10 FL. TC-31		
1/6	R12	S	12 FL. TC-31	12 FL. TC-36	8 FL. TC-36	10 FL. TC-42
1/6	R12	F	10 FL. TC-31	10 FL. TC-36		
1/5	R12	S	10 FL. TC-31	10 FL. TC-36	7-1/2 FL. TC-42	7-1/2 FL. TC-49
1/5	R12	F	8 FL. TC-31	8 FL. TC-36	10 FL. TC-42	6 FL. TC-42
1/4	R22	S-F	12 FL. TC-36	6 FL. TC-36	8-1/2 FL. TC-42	6 FL. TC-49
1/4	R12	F	10 FL. TC-36	6 FL. TC-36	8 FL. TC-42	6 FL. TC-49
1/3	R22	F	10 FL. TC-36	6 FL. TC-36	11 FL. TC-49	
1/3	R12	F	12 FL. TC-42	6 FL. TC-42	9 FL. TC-49	6 FL. TC-54
1/2	R22	F	6 FL. TC-36	9 FL. TC-42	7-1/2 FL. TC-54	10 FL. TC-64
1/2	R12	F	11 FL. TC-54	9 FL. TC-49		
3/4	R22	F	11 FL. TC-54	9 FL. TC-54		
3/4	R12	F	7-1/2 FL. TC-54	12 FL. TC-70	1 FL. TC-80	
1	R22	F	10 FL. TC-64	12 FL. TC-70		
1	R12	F	10 FL. TC-70	11 FL. TC-54	7-1/2 FL. TC-54 (2 pcs)	
1-1/2	R22	F	7-1/2 FL. TC-54 (2 pcs)	7-1/2 FL. TC-54 (2 pcs)	8 FL. TC-64 (2 pcs)	
1-1/2	R12	F		9 FL. TC-64 (2 pcs)	10 FL. TC-80 (2 pcs)	
2	R22	F		10 FL. TC-70 (2 pcs)	9 FL. TC-85 (2 pcs)	
2	R12	F	10 FL. TC-70 (2 pcs)	9 FL. TC-75 (2 pcs)	10 FL. TC-85 (2 pcs)	
3	R22	F		10 FL. TC-70 (3 pcs)	9 FL. TC-75 (3 pcs)	
3	R12	F	10 FL. TC-70 (2 pcs)	8 FL. TC-64 (4 pcs)	10 FL. TC-80 (4 pcs)	
4	R22	F		10 FL. TC-70 (4 pcs)	9 FL. TC-75 (4 pcs)	
4	R12	F		10 FL. TC-70 (5 pcs)	9 FL. TC-75 (5 pcs)	
5	R12	F		10 FL. TC-80 (5 pcs)	9 FL. TC-85 (5 pcs)	

NOTE: Condenser Type: S = Static, F = FAN

*R-134a - It is suggested to add 10% to length.

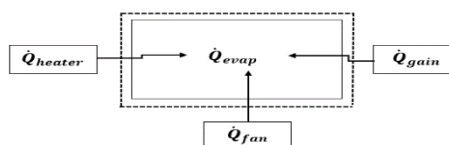
TABEL 2.5. TABEL REKOMENDASI KONVERSI PANJANG DAN INSIDE DIAMETER (I.D) PIPA KAPILER (SUMBER : [HTTP://WWW.JBIND.COM/](http://www.jbind.com/))

Part No.	TC-26	TC-31	TC-36	TC-42	TC-44	TC-48	TC-54	TC-58	TC-64	TC-70	TC-75	TC-80	TC-85	TC-90	TC-100
024	1.44														
025	1.20														
026	1.00	2.24													
028	.72	1.59													
030	.52	1.16													
031	.45	1.00	2.00												
032	.66	1.75													
033	.75	1.54													
034	.65	1.35													
035	.58	1.16	2.31												
036	.50	1.00	2.10												
037	.45	.90	1.79	2.22											
038	.39	.80	1.59	1.92											
039	.35	.71	1.41	1.75											
040	.31	.62	1.25	1.55	2.51										
041	.28	.56	1.12	1.38	2.26	2.50									
042	.25	.50	1.00	1.24	2.03	2.23									
043	.23	.45	.87	1.11	1.83	1.98									
044	.20	.39	.81	1.00	1.62	1.79									
045	.35	.73	.90	1.47	1.60	2.32									
046	.32	.67	.82	1.34	1.47	2.08	2.27								
047	.59	.74	1.20	1.31	1.80	2.06									
048	.54	.67	1.10	1.20	1.72	1.87									
049	.49	.61	1.00	1.09	1.56	1.69									
050	.45	.56	.91	1.00	1.43	1.56	2.14								
051	.41	.51	.84	.93	1.31	1.44	1.96								
052	.47	.76	.85	1.19	1.32	1.78									
053	.43	.69	.78	1.09	1.20	1.64									
054	.39	.65	.70	1.00	1.09	1.52	2.18								
055	.36	.59	.64	.92	1.00	1.38	2.00								
056	.54	.60	.85	.94	1.27	1.85									
057	.50	.58	.79	.87	1.17	1.72									
058	.46	.51	.73	.80	1.07	1.56									
059	.42	.47	.67	.73	1.00	1.44	2.18								
060	.39	.43	.62	.67	.93	1.33	2.04								
064	.32	.47	.50	.69	1.00	1.50	2.07								
070	.67	.70	1.00	1.37	1.84										
075	.73	.75	1.00	1.37	1.75										
080	.74	.74	1.00	1.32	1.71										
085	.57	.76	1.00	1.29											
090	.43	.62	.76	1.00	1.62										
095	.46	.60	.79	1.27											
100	.48	.62	1.00												
105															
110															
115															
120															

Cara menggunakan tabel konvesi pipa kapiler adalah sebagai berikut :

1. Tentukan daya kompresor, jenis refrigeran dan tipe kondensor yang digunakan pada kolom sebelah kiri tabel 2.4.
2. Dari temperatur normal evaporasi yang telah diketahui maka didapatkan panjang dan diameter pipa kapiler yang direkomendasikan.
3. Tempatkan ukuran *inside diameter* (I.D) pipa kapiler yang akan dikonversi pada kolom sisi kiri tabel 2.5.
4. Baca dan temukan faktor konversi pada kolom I.D pipa kapiler yang akan digunakan.
5. Kalikan faktor konversi yang didapatkan dari tabel dengan panjang pipa kapiler awal rekomendasi.

D. Persamaan Kapasitas Refrijerasi (\dot{Q}_{evap}) Sistem Refrigerasi Cascade



Gambar 2. Total Beban Evaporator Low Stage

Kapasitas refrigjerasi pada sistem refrigerasi *cascade* berasal dari total pendinginan pada ruang tempat evaporator bekerja yaitu pada evaporator di *Low Stage*. Merujuk pada gambar 2, maka didapatkan total \dot{Q}_{evap} sebagai berikut [4]:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{heater} + \dot{Q}_{fan} + \dot{Q}_{gain} \text{ [kW]} \quad (1)$$

Dimana:

\dot{Q}_{heater} = Total kalor yang dimunculkan berdasarkan pengamatan yaitu 0, 60, 120, 180 dan 220 Volt; [kW]

\dot{Q}_{fan} = Total kalor yang dilepaskan dari kerja *fan* [kW]

\dot{Q}_{gain} = Total kalor yang masuk kabin secara konveksi dan konduksi akibat beda temperatur ambiens [kW] [3]

=

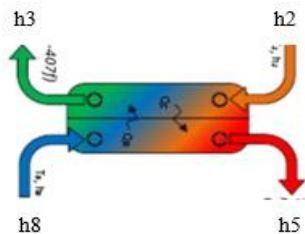
$$\frac{T_{out}-T_{in}}{\left(2\frac{L_{zn}}{k_{zn}}+\frac{L_{wood}}{k_{wood}}+2\frac{L_{poliuththane}}{k_{poliuththane}}+\frac{1}{h_{outside}}+\frac{1}{h_{inside}}\right)A_{sisi-n}+\frac{T_{out}-T_{in}}{\sum R_{t-2}}+\frac{T_{out}-T_{in}}{\sum R_{t-3}}+\frac{T_{out}-T_{in}}{\sum R_{t\ glass}}} \quad (2)$$

E. Persamaan Laju Aliran Massa (\dot{m}) Pada High Stage dan Low Stage

Laju aliran massa (*mass flow rate*) untuk sistem *Low Stage* didasarkan pada kesetimbangan energi pada evaporator *Low Stage* dengan besarnya energi yang dikeluarkan oleh *electric heater*. Sehingga persamaan balans energi untuk evaporator menjadi:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{LS}(h_1 - h_4)$$

$$\dot{m}_{LS} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{(h_1-h_4)} \quad (3)$$



Gambar 3. Skema Arah Aliran dan Titik-titik Pengukuran Pada Intermediate

Sedangkan untuk besarnya laju aliran massa refrigjeran pada *High Stage* didapatkan dari persamaan kesetimbangan energi pada *intermediate*, seperti pada gambar 3. Maka didapatkan persamaan sebagai berikut :

$$\dot{Q}_{e\ HS} = \dot{Q}_{c\ LS}$$

$$\dot{m}_{HS}(h_5 - h_8) = \dot{m}_{LS}(h_2 - h_3)$$

$$\dot{m}_{HS} = \frac{\dot{m}_{LS}(h_2-h_3)}{(h_5-h_8)} \quad (4)$$

F. Persamaan Daya Nyata Kompresor

Daya nyata kompresor dapat menghasilkan kenaikan tekanan pada keluaran kompresor, sehingga terjadi kenaikan dari entalpi. Adapun persamaan kerja kompresor dapat ditulis seperti berikut :

$$\dot{W}_c = \dot{m} \times (h_{in} - h_{out}) \quad (5)$$

➤ Pada *High Stage* :

$$\dot{W}_{c\ HS} = \dot{m}_{HS} \times (h_6 - h_5) \quad (6)$$

➤ Pada *Low Stage* :

$$\dot{W}_{c\ LS} = \dot{m}_{LS} \times (h_2 - h_1) \quad (7)$$

➤ Pada sistem refrigerasi *Cascade* :

$$\dot{W}_{total} = \dot{W}_{c\ HS} + \dot{W}_{c\ LS} \quad (8)$$

G. Persamaan Efisiensi Isentropis Kompresor Low Stage

Besarnya efisiensi isentropik dari kompresor *Low Stage* dapat dihitung dengan persamaan :

$$\eta_s = \frac{\dot{m}_{LS}(h_{s2}-h_1)}{\dot{m}_{LS}(h_2-h_1)} \times 100\% \quad (9)$$

H. Persamaan HRR Sistem Refrigerasi Cascade

Rasio Pelepasan Kalor atau juga *Heat Rejection Ratio* (HRR) merupakan laju perpindahan panas pada kondensor dalam kaitannya dengan kapasitas pendinginan.

$$HRR = \frac{\dot{Q}_{cond\ HS}}{\dot{Q}_{evap\ LS}} \times 100\%$$

$$HRR = \frac{\dot{m}_{HS} \times (h_6 - h_5)}{\dot{m}_{LS} \times (h_2 - h_1)} \times 100\% \quad (10)$$

I. Persamaan COP Sistem Refrigerasi Cascade

COP atau *Coefficient of Performance* dari sebuah sistem refrigerasi merupakan efisiensi sistem atau rasio ketetapan dari perbandingan kalor yang diserap sebagai energi yang dimanfaatkan dengan energi yang digunakan sebagai kerja, atau berdasarkan teori sederhananya dapat ditulis sebagai berikut :

$$COP_{cascade} = \frac{\dot{Q}_{evap\ LS}}{\dot{W}_{c\ HS} + \dot{W}_{c\ LS}}$$

$$COP_{cascade} = \frac{\dot{m}_{LS}(h_1-h_4)}{\dot{m}_{HS}(h_6-h_5) + \dot{m}_{LS}(h_2-h_1)} \quad (11)$$

III. METODE PENELITIAN

Metode yang dilakukan dalam penelitian yaitu eksperimen dengan menggunakan alat refrigerasi *cascade*. Tahap eksperimen yang dilakukan pada penelitian ini dengan menggunakan alat refrigerasi *cascade* variasi panjang pipa kapiler pada *High Stage* dan variasi beban pendinginan pada evaporator *Low Stage*. Untuk variasi panjang pipa kapiler yaitu 0,9 m, 1,1 m dan 1,3 m. Sedangkan variasi beban pendinginan yaitu 0 (tanpa beban), 60, 120, 180 dan 220 volt dengan menggunakan *electric heater*.

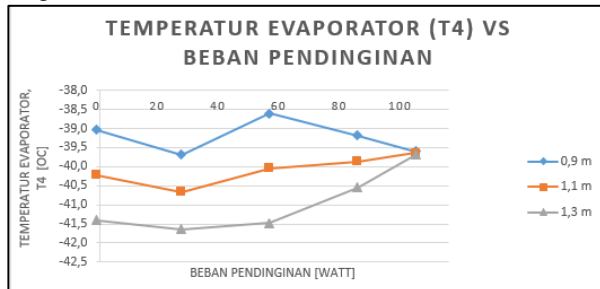


Gambar 4. Skema Mesin Refrigerasi Cascade

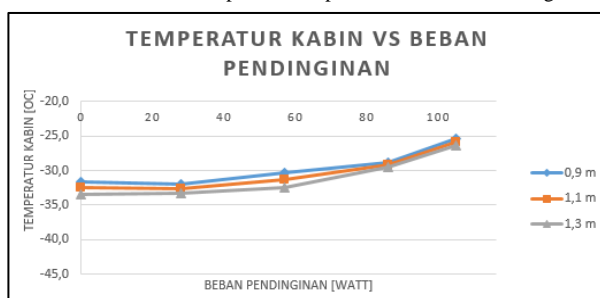
Maka dari variasi panjang pipa kapiler dan beban pendinginan dilakukan eksperimen sebanyak 15 kali, adapun untuk pengambilan data dilakukan setiap 5 menit. Untuk setiap perubahan panjang pipa kapiler ditunggu sekitar 2 jam hingga seluruh aliran pada sistem refrigerasi *cascade* telah *steady*. Untuk data yang diambil pada saat eksperimen adalah temperatur refrigjeran LS dan HS, tekanan refrigjeran LS dan HS, temperatur kabin, tegangan dan arus LS dan HS dan kecepatan udara dikabin.

IV. HASIL DAN ANALISA

Dari eksperimen yang dilakukan maka didapatkan grafik temperatur evaporator dan kabin yang memiliki trendline naik seiring dengan bertambahnya beban pendinginan, seperti yang ditunjukkan pada gambar 5 dan gambar 6. Naiknya temperatur evaporator dipengaruhi oleh temperatur didalam kabin yang naik akibat dari pembebanan dengan *electric heater*.

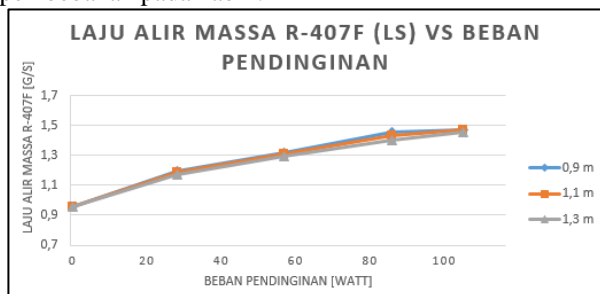


Gambar 5. Grafik Temperatur Evaporator VS Beban Pendinginan

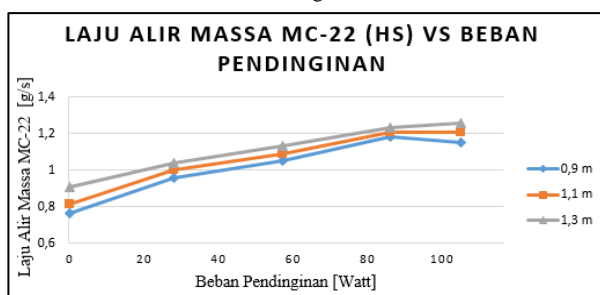


Gambar 6. Grafik Temperatur Kabin VS Beban Pendinginan

Pada gambar 7 dan gambar 8, merupakan grafik laju aliran massa pada masing-masing sisi dari sistem refrigerasi *cascade* yang mengalami trendline naik seiring bertambahnya beban pendinginan. Dimana kenaikan laju alir massa pada *High Stage* ditinjau dari kesetimbangan energi di *intermediate*. Sedangkan pada *Low Stage* naiknya laju aliran massa dilihat dari pembebanan pada kabin.



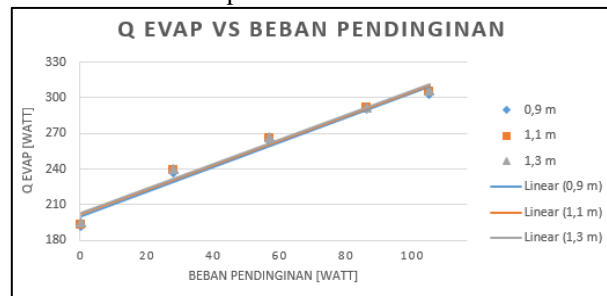
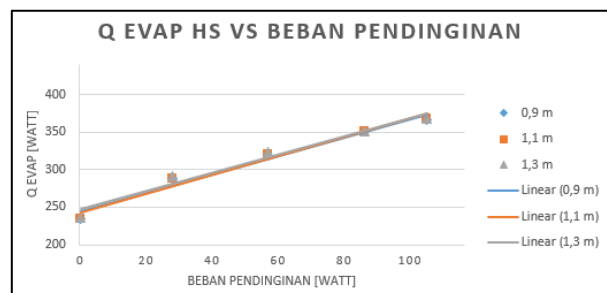
Gambar 7. Grafik Laju Alir Massa R-407f (LS) VS Beban Pendinginan



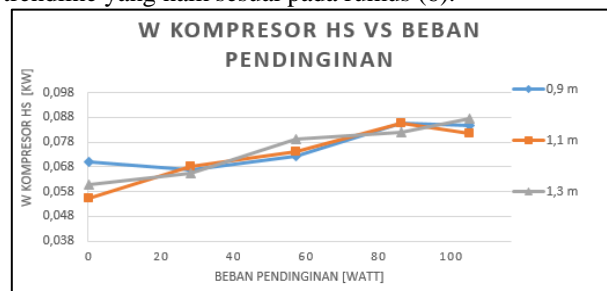
Gambar 8. Grafik Laju Alir Massa MC-22 (HS) VS Beban Pendinginan

Pada gambar 9 dan gambar 10, merupakan grafik kapasitas refrijerasi (\dot{Q}_{evap}) pada *High Stage* dan *Low*

Stage. Kedua grafik tersebut mempunyai trendline yang naik seiring dengan penambahan beban pendinginan. Kenaikan tersebut disebabkan naiknya temperatur akibat pembebanan yang kemudian berpengaruh pada perubahan nilai entalpi.

Gambar 9. Grafik Kapasitas Refrijerasi (\dot{Q}_{evap}) VS Beban PendinginanGambar 10. Grafik Kapasitas Refrijerasi (\dot{Q}_{evap}) HS VS Beban Pendinginan

Gambar 11 merupakan grafik daya aktual kompresor *High Stage*. Terlihat bahwa grafik tersebut memiliki trendline yang naik sesuai pada rumus (6).

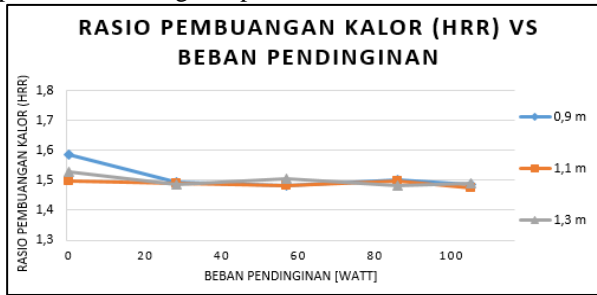


Gambar 11. Grafik Daya Nyata Kompresor HS VS Beban pendinginan

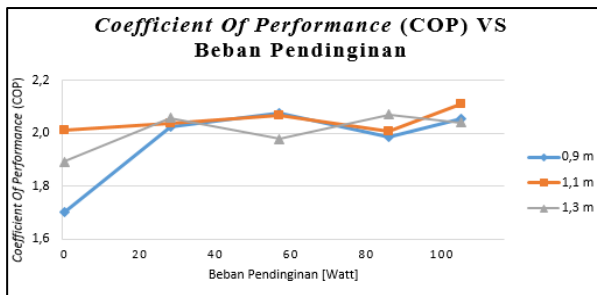
Gambar 12 merupakan grafik *Heat Rejection Ratio* (HRR) pada sistem refrigerasi *cascade*. Dari grafik terlihat bahwa memiliki trendline yang turun pada saat panjang pipa kapiler 1,1 m dan 1,3 m dikarenakan panas yang diserap oleh sistem refrigerasi *cascade* semakin naik dengan range yang semakin kecil dibandingkan range kenaikan yang besar pada panas yang dilepaskan oleh sistem refrigerasi *cascade*. Sedangkan pada panjang pipa kapiler 0,9 m memiliki trendline yang relatif konstan dikarenakan kenaikan antara panas yang diserap dan dibuang oleh sistem refrigerasi *cascade* yang hampir sama pada tiap kenaikan beban pendinginan.

Pada gambar 13 merupakan grafik COP *cascade* terdapat 3 variasi panjang pipa kapiler dimana dapat terlihat secara liner akan naik, tetapi secara trendline akan fluktuatif naik dan turun seiring dengan naiknya beban pendinginan di evaporator *Low Stage*. Fluktuatif naik dan turun trendline ini disebabkan karena naiknya beban pendinginan sehingga menyebabkan naiknya temperatur pada kabin sehingga tekanan pun akan naik yang kemudian berpengaruh terhadap perubahan entalpi

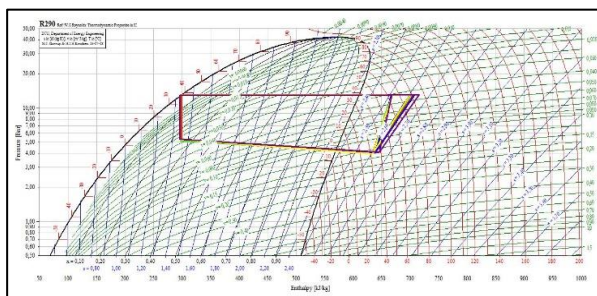
yang terlihat seperti rumus (1) dan (2) yang membahas pada balans energi evaporator.



Gambar 12. Grafik Rasio Pembuangan Kalor (HRR) VS Beban Pendinginan

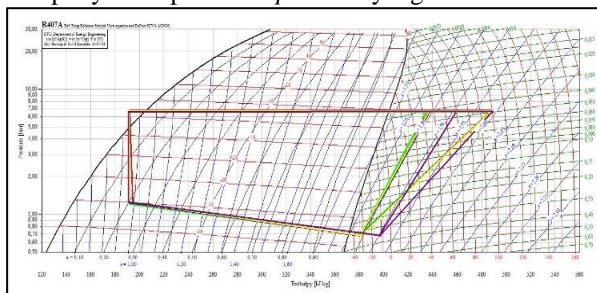


Gambar 13. Grafik COP VS Beban Pendinginan



Gambar 14. Hasil Gambar Kurva Kerja Sistem Low Stage Dengan Software Coolpack

Pada gambar 14 dan gambar 15, dapat dilihat bahwa semakin besar pembebanan yang diberikan pada evaporator *Low Stage* menggunakan *electric heater* maka kurva tingkat keadaan pada sistem *High Stage* akan cenderung bergeser sedikit ke kiri dan naik ke atas dikarenakan jika beban pendinginan di evaporator *Low Stage* dinaikkan maka akan mempengaruhi pertukaran panas di dalam *cascade heat exchanger* yang mengakibatkan temperatur keluar evaporator lebih *superheat*, namun masih berada di dekat garis uap jenuhnya. Hal ini disebabkan karena pertukaran panas di *cascade heat exchanger* yang maksimal sehingga menyebabkan temperatur keluaran evaporator *High Stage* mempunyai temperatur *superheat* yang besar.



Gambar 15. Hasil Gambar Kurva Kerja Sistem High Stage Dengan Software Coolpack

Pada saat masuk kompresor terjadi kompresi terhadap refrigeran gas yang *superheat* keluaran dari evaporator untuk dinaikkan tekanannya ke tekanan kondensor.

Karena temperatur keluaran evaporator sudah *superheat* maka pada saat beban dinaikkan, laju aliran massa refrigeran di kompresor akan semakin rendah karena efisiensi volumetriknya makin kecil. Jika laju aliran massa makin rendah maka massa jenis (ρ) akan semakin kecil juga karena kondisi refrigerannya makin dalam bentuk gas. Hal ini menyebabkan kompresor bekerja lebih ringan. Setelah refrigeran dikompresi hingga mencapai tekanan kondensor maka karena laju aliran massanya makin kecil, aliran di dalam kondensor lebih pelan sehingga kondensor dapat menjadikan refrigeran tersebut semakin *subcooling* atau dengan kata lain akan dapat menggeser titik keluar kondensor/tingkat keadaannya bergeser ke sebelah kiri garis *saturation liquid* (daerah *subcool*). Dari kondensor maka refrigeran cair akan diturunkan tekanannya oleh pipa kapiler, karena laju aliran massa refrigeran yang berasal dari kondensor mempunyai kecepatan yang rendah/kecil, maka pada saat melewati pipa kapiler yang mempunyai panjang dan diameter tetap dengan semakin kecilnya laju aliran massa yang melewati pipa kapiler akan menyebabkan *pressure drop* semakin kecil juga. Hal tersebut mengakibatkan tekanan setelah keluar pipa kapiler tidak kembali ke tekanan evaporator sebelum dilakukan pembebanan sehingga kurva pada tekanan evaporator akan turun sampai kondisi pada pembebanan yang dilakukan *steady*. Setelah kondisi *steady*, maka tekanan di kondensor akan turun karena dengan rasio kompresi yang sama pada kompresor *High Stage* jika tekanan evaporator turun maka tekanan kondensor juga akan turun. Hal tersebut di atas juga akan terjadi setiap beban pendinginan dinaikkan hingga pada beban pendinginan yang maksimum.

KESIMPULAN

Dari hasil analisa dan pembahasan yang telah dilakukan, dapat diambil kesimpulan:

1. Dengan penggunaan panjang pipa kapiler yang berbeda maka didapatkan temperatur terendah evaporator sebesar $-41,64^{\circ}\text{C}$ pada panjang pipa kapiler 1,3 m dengan beban pendinginan sebesar 28,8 Watt dan temperatur terendah kabin sebesar $-33,38^{\circ}\text{C}$ pada panjang pipa kapiler 1,3 m dengan beban pendinginan sebesar 0 Watt (tanpa beban). Kedua temperatur tersebut akan semakin meningkat pada beban yang sama dengan panjang pipa kapiler yang semakin panjang.
2. Panas yang diserap evaporator (\dot{Q}_{evap}) akan meningkat seiring bertambahnya beban pendinginan, dan \dot{Q}_{evap} akan semakin meningkat pula seiring dengan bertambahnya panjang pipa kapiler dengan beban yang sama. Panas yang diserap evaporator (\dot{Q}_{evap}) tertinggi sebesar 306,06 [Watt] pada panjang pipa kapiler 1,3 m dengan beban pendingin sebesar 105,6 Watt (beban maksimum).
3. Nilai *Heat Rejection Ratio* atau Rasio Pembuangan Kalor siklus Cascade akan berkurang seiring bertambahnya beban pendinginan, akan tetapi HRR akan semakin meningkat seiring bertambahnya panjang pipa kapiler dengan beban yang sama. *Heat Rejection Ratio* terbesar yaitu 1,59 pada panjang pipa kapiler 1,3 m dengan beban pendingin sebesar 0 Watt (tanpa beban).

4. Nilai *Coefficient of Performance* atau Koefisien Prestasi akan berkurang seiring bertambahnya beban pendinginan. Dari 3 panjang pipa kapiler yang berbeda dengan beban pendingin yang sama, maka pipa kapiler yang memiliki *Coefficient of Performance* (COP) terbesar adalah dengan panjang pipa kapiler 1,1 m.
5. Dengan penggunaan panjang pipa kapiler yang berbeda, rata-rata efisiensi isentropis kompresor HS dengan seluruh beban yang sama maka semakin bertambah seiring dengan bertambahnya panjang pipa kapiler yaitu 9,34% (0,9 m), 43,72% (1,1 m) dan 83,78% (1,3 m), sementara rata-rata daya aktual yang diberikan kompresor HS yaitu 0,076 [kW] (0,9 m), 0,073 [kW] (1,1 m) dan 0,075 (1,3 m).
6. Laju massa refrijeran pada *high stage*, rata-rata pada 0,9 m sebesar 0,00127964 [kg/s]; pada 1,1 m sebesar 0,0010643 [kg/s] dan pada 1,3 m sebesar 0,0011136 [kg/s].
7. Dengan 3 panjang pipa kapiler yang digunakan, maka pipa kapiler 1,1 m yang disarankan untuk digunakan dikarenakan memiliki hasil COP yang lebih besar dan daya keluaran kompresor yang lebih kecil dibandingkan dengan pipa kapiler yang lainnya pada beban pendinginan yang sama.

UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan terima kasih kepada Ary Bachtiar Khrisna Putra, ST., MT., Ph.D yang telah membantu penulis dalam melakukan penelitian ini.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Alamsyah R, Asep, 2014. "Studi Eksperimen Pengaruh Beban Pendinginan Pada Evaporator *Low Stage* Sistem Refrigerasi *Cascade Dengan Intermediate Plate Heat Exchanger*". Tugas Akhir pada Jurusan Teknik Mesin: ITS Press.
- [2] Indurain P, Ruben, 2015. "Pengujian Karakteristik Kerja Pada Sisi *Low Stage* Sistem Refrigerasi *Cascade* Dengan Fluida Kerja R-407F Sebagai Alternatif Ramah Lingkungan Dari R-404A Dengan Variasi Beban Pendinginan". Tugas Akhir pada Jurusan Teknik Mesin: ITS Press.
- [3] Frank P. Incropera, David P. Dewitt, Theodore L. Bergman and Adrienne S. Lavine. 2007. "*Fundamental of Heat and Mass Transfer 6th Edition*". US : John Wiley & Sons Inc.
- [4] Moran, Michael J. Shapiro, Howard N. 2006. "*Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 5th*". US : John & Wiley Inc.
- [5] Stoecker, Wilbert F. Jones, Jerold W. 1987. "*Refrigeration and Air Conditioning, 2nd Edition*". Jakarta : Erlangga.